

ТЕПЛОВОЙ РАСЧЕТ ДВИГАТЕЛЯ ДЛЯ ПРИВОДА ГЛАВНОГО ЦИРКУЛЯЦИОННОГО НАСОСА РЕАКТОРНОЙ УСТАНОВКИ СВБР-100 В УСЛОВИЯХ ОХЛАЖДАЮЩЕЙ СРЕДЫ АРГОНА

Денисенко В.И.¹, Атаев Т.С.¹, Машкауцан В.В.², Рябов М.М.²,

¹УрФУ имени первого президента России Б.Н. Ельцина, Екатеринбург, Россия, kem_em@mail.ustu.ru

²ООО «ИЦ «Русэлпром», Екатеринбург, Россия, em@ruselprom-design.ru

Аннотация - В статье рассматривается проблема определения тепловой устойчивости двигателя для привода главного циркуляционного насоса реакторной установки БРЕСТ в условиях охлаждающей среды виде инертного газа аргона.

Ключевые слова - Вертикальный асинхронный двигатель, реакторная установка, метод эквивалентных тепловых схем, аргон, коэффициент теплоотдачи.

Атомная энергетика – единственный реальный способ остановить рост добычи и сжигания углеводородного топлива и обеспечить основную долю прироста производства электроэнергии. Однако такая крупномасштабная ядерная энергетика окажется социально приемлемой только в том случае, если будет удовлетворять требованиям высокой безопасности и экономической конкурентоспособности. При этом она потребует создания новой ядерной технологии на основе быстрого реактора и его замкнутого топливного цикла.

В настоящее время в России разрабатывается инновационный проект реакторов на быстрых нейтронах со свинцово-висмутовым теплоносителем, двухконтурной схемой отвода тепла к турбине и закритическими параметрами пара [1].

В этом реакторе в качестве теплоносителя используется химически инертный высококипящий расплавленный свинцово-висмутовый сплав, что позволяет отказаться от трехконтурной схемы отвода тепла и перейти на двухконтурную схему. В состав реакторной установки бассейновой конструкции входят активная зона с отражателями и рабочими органами системы управления и защиты, выполненная в виде двух-петельного контура циркуляции свинцового-висмутового теплоносителя с парогенераторами, насосами, оборудованием системы перегрузки ТВС, которые вместе с системами безопасности и вспомогательными системами размещены в облицованных сталью центральной и двух периферийных полостях бетонного корпуса с тепловой защитой (рис. 2).

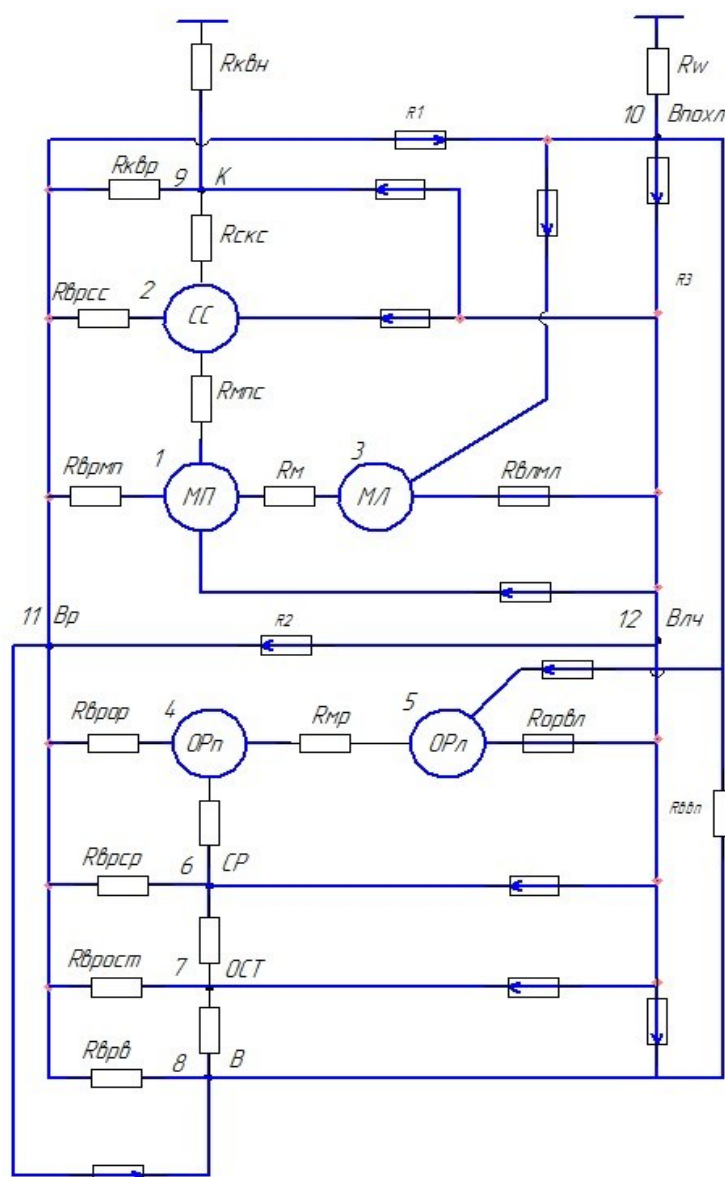


Рис. 1. Эквивалентная тепловая схема двигателя ДВАЗ 99-750/10-10 АМУЗ.

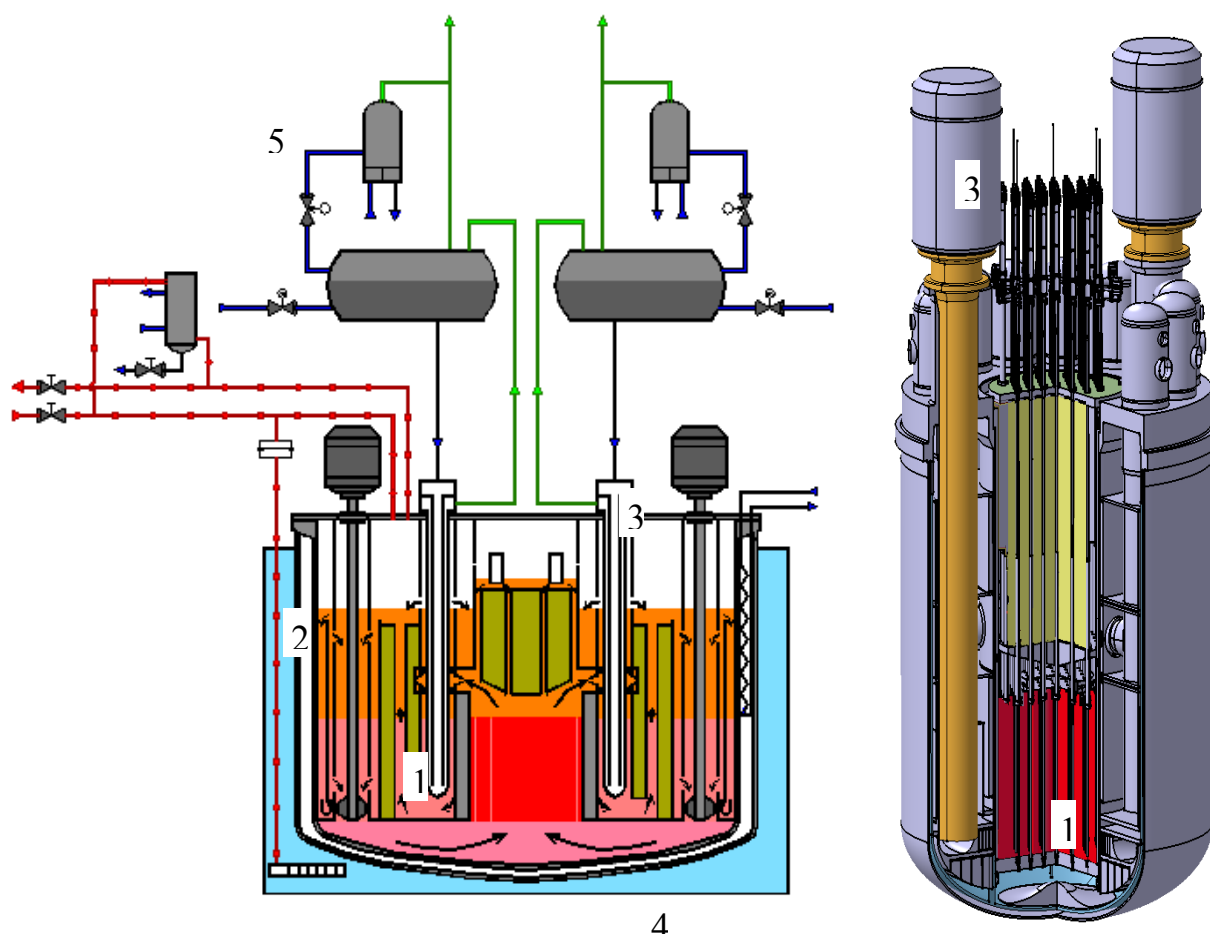


Рис. 2. Реактор СВБР-100: 1 – активная зона; 2 – парогенератор; 3 – двигатель и насос; 4 – шахта реактора; 5 – система расхолаживания.

В качестве среды, заполняющей пространство над свинцовым теплоносителем, был выбран аргон, который необходим для уменьшения выхода полониевых аэрозолей в случае разгерметизации газовой системы.

В инженерном центре «Русэлпром» разрабатывается проект двигателя закрытого исполнения для привода главного циркуляционного насоса, и одним из требований к ГЦНА (главному циркуляционному насосному агрегату) является недопустимость попадания аргона и свинца в атмосферу, что подразумевает заполнение полостей насоса и двигателя инертным газом. Такое обстоятельство вызывает необходимость в проверке двигателя на тепловую устойчивость изоляции обмоток в условиях охлаждающей среды в виде газа аргона. Поэтому был проведен сравнительный анализ характеристик охлаждающего газа в виде аргона и воздуха, и выполнена оценка возможности использования аргона в качестве охладителя.

Исходными данными для сравнительного анализа являются четыре параметра среды, связанные с коэффициентом теплоотдачи.

Таблица 1
Приведенные к системе СИ параметры аргона и воздуха при температуре 60°C

Параметр	Обозначение	Мера измерения	Воздух	Аргон
Кинем. вязкость	ν	$\text{м}^2/\text{с}$	$18,6 \cdot 10^{-6}$	$17,2 \cdot 10^{-6}$
Плотность	ρ	$\text{кг}/\text{м}^3$	1,06	1,46
Удельная теплоемкость	λ	$\text{Вт}/\text{м} \cdot ^\circ\text{С}$	1030	519
Удельная теплопроводность	c	$\text{Дж}/\text{м}^3 \cdot ^\circ\text{С}$	0,0298	0,0194

1. Определим отношения скоростей охлаждающих сред из воздуха и аргона

Воспользуемся уравнением напора и потерь давления в замкнутом вентиляционном тракте:

$$H = \Delta P, \quad (1)$$

где H – статический напор вентилятора;

ΔP – потери давления в вентиляционном тракте;

В этом уравнении

$$H = 0.6 \cdot \rho \cdot (V_2^2 - V_1^2),$$

где ρ – плотность охлаждающей среды;

V_1 и V_2 – окружные скорости вентилятора на внутреннем и на внешнем диаметре рабочего колеса.

Примем $0.6 \cdot (V_1^2 - V_2^2) = a$, тогда

$$H = a \cdot \rho$$

Потери давления

$$\Delta P = \frac{0.3164}{Re^{0.25}} \cdot \frac{l \cdot V^2}{d \cdot 2} \cdot \rho,$$

где Re – число Рейнольдса;

l – длина вентиляционного канала;

d – гидравлический диаметр вентиляционного канала;

V – скорость охлаждающей среды.

Т.к. $Re = \frac{V \cdot d}{\nu}$, то

$$\begin{aligned} \Delta P &= \frac{0.1582 \cdot \nu^{0.25}}{V^{0.25} \cdot d^{0.25}} \cdot \frac{l \cdot V^2}{d} \cdot \rho = \\ &= \frac{0.1582 \cdot \nu^{0.25} \cdot l \cdot V^{1.75}}{d^{1.25}} \cdot \rho \end{aligned}$$

Уравнение (1) примет вид:

$$a \cdot \rho = \frac{0.1582 \cdot \nu^{0.25} \cdot l \cdot V^{1.75}}{d^{1.25}} \cdot \rho$$

Отсюда

$$V^{1.75} = \frac{a \cdot d^{1.25}}{0.1582 \cdot \nu^{0.25} \cdot l}$$

Т.к. a , d , и l неизменны, а расход приближенно постоянный, обозначим

$$b = \frac{a \cdot d^{1.25}}{0.1582 \cdot l}$$

Тогда

$$V^{1.75} = \frac{b}{\nu^{0.25}}$$

Возведем обе части в степень 0,5714 и получим

$$V = \frac{b^{0.574}}{\nu^{0.143}}$$

Следовательно, отношение скорости аргона к скорости воздуха:

$$\frac{V_{арг}}{V_{возд}} = \frac{\nu_{возд}^{0.143}}{\nu_{арг}^{0.143}} = \frac{(18,6 \cdot 10^{-6})^{0.143}}{(17,2 \cdot 10^{-6})^{0.143}} = 1,011$$

2. Найдем такое выражение коэффициента теплоотдачи (КТО), в котором учтены приведенные в табл. 1 параметры охлаждающих сред и затем найдем отношение КТО аргона и воздуха. Для этого воспользуемся формулой нахождения КТО через критерий Нюссельта:

$$\alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}, \quad (2)$$

Где число Нюссельта

$$Nu = 0.0209 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.45} \quad (3), \text{ при этом}$$

$$Re = \frac{V \cdot d}{\nu}, \text{ число Прандтля } Pr = \frac{\nu \cdot c \cdot \rho}{\lambda}.$$

После подстановки этих выражений уравнение (2) примет вид:

$$\begin{aligned} \alpha &= \frac{0.0209 \cdot V^{0.8} \cdot d^{0.8} \cdot \nu^{0.45} \cdot c^{0.45} \cdot \rho^{0.45} \cdot \lambda}{\nu^{0.8} \cdot \lambda^{0.45} \cdot d} = \\ &= 0.0209 \cdot V^{0.8} \cdot d^{-0.2} \cdot \nu^{-0.35} \cdot c^{0.45} \cdot \rho^{0.45} \cdot \lambda^{0.55} \end{aligned}$$

Отношение КТО аргона и воздуха:

$$\begin{aligned} \frac{\alpha_{аргона}}{\alpha_{воздуха}} &= \frac{0.0209 \cdot 1.01^{0.8} \cdot d^{-0.2} \cdot (17,2 \cdot 10^{-6})^{-0.35} \cdot 519^{0.45} \cdot 1,46^{0.45} \cdot 0,0194^{0.55}}{0.0209 \cdot d^{-0.2} \cdot (18,6 \cdot 10^{-6})^{-0.35} \cdot 1030^{0.45} \cdot 1,06^{0.45} \cdot 0,0298^{0.55}} = \\ &= 0.694 \end{aligned}$$

Воспользовавшись основным уравнением теплоотдачи, найдем отношение перегревов поверхностей, охлаждаемых аргоном и воздухом:

$$N = \alpha \cdot S \cdot \Delta \Theta,$$

где N (мощность) = const;

S (площадь поверхности охлаждения) = const;
тогда

$$\frac{\Delta \Theta_{возд}}{\Delta \Theta_{арг}} = \frac{\alpha_{аргона}}{\alpha_{воздуха}} = 0.694$$

Таким образом, перегрев поверхности при охлаждении воздухом составит величину, меньшую на 30,6%, чем перегрев поверхности, охлаждаемой аргоном.

Оценка возможности использования аргона в качестве охлаждающей среды во внутреннем контуре вентиляции проведена на основе вентиляционного и теплового расчетов двигателя.

Напор во внутреннем контуре создается за счет остова и радиальных каналов ротора, а также двух симметрично расположенных относительно ЭМ ядра центробежных вентиляторов таким образом, чтобы напоры перечисленных составляющих последовательно складывались. Теплообмен между внутренним и внешним контурами осуществляется с помощью двух водяных охладителей. Каждый из них выполнен в виде четырех рядов оребренных труб длиной 220 мм, расположенных на некотором радиусе от оси вращения, и соединяющего их кольцевого коллектора.

Тепловой расчет выполнен методом эквивалентных тепловых схем, реализованном в пакете MathCAD, с учетом допущений [3]:

- машина симметрична по условиям охлаждения и по выделяемым потерям относительно центра главной оси электромагнитного ядра;
- коэффициент теплопроводности тела, сосредоточенного в одном узле схемы, является бесконечно большим;
- температура воды, поступающей в охладитель, и окружающего корпус воздуха принимается одинаковой.

Эквивалентная тепловая схема представлена на рис.1.

Система линейных уравнений была решена в матричном виде:

$$\Delta\Theta_i = (-1 \cdot \Lambda_{i,k})^{-1} \cdot P_i,$$

где $\Delta\Theta_i$ - матрица-столбец перепадов температур относительно воды и наружного воздуха;

$\Lambda_{i,k}$ - матрица тепловых проводимостей;

P_i - матрица-столбец тепловых мощностей (потерь)

При составлении уравнений ЭТС выполнен учет подогрева охлаждающей среды первого вентиляционного контура в соответствии с [2, с.182] путем введения проводимостей одностороннего действия.

Результаты вентиляционного и теплового расчетов представлены в табл.2.

По результатам проведенных расчетов видно, что даже в условиях охлаждения аргоном перегрев обмотки статора соответствует классу нагревостойкости изоляции F. Перегрев обмотки ротора также находится в допустимых пределах, обусловленных стойкостью материала обмотки к деформации.

Из этого можно сделать вывод, что дополнительных конструктивных мер для снижения перегревов обмоток двигателя не требуется.

Таблица 2
Результаты вентиляционного и теплового
расчетов двигателя ДВАЗ 99-750/10-10 АМУЗ
закрытого типа

зла	Название узла	Перегрев в условиях охлаждающей среды, ΔT , $^{\circ}C$	
		Аргон	Воздух
1	Пазовая часть обмотки статора	71,98	52,75
2	Сердечник статора	67,29	50,14
3	Лобовая часть обмотки статора	73,74	52,19
4	Пазовая часть обмотки ротора	94,65	66,08
5	Лобовая часть обмотки ротора	132,59	95,43
6	Сердечник ротора	50,73	37,81
7	Остов ротора	44,76	33,19
8	Вал	40,80	30,69
9	Корпус	49,58	33,99
10	Охл. среда после охладителя	19,44	15,05
11	Охл. среда ЭМ ядра	40,87	30,00
12	Охл. среда возле лобовых частей	58,74	41,14
	Общий расход охл.среды	1,4617 m^3/c	1,4847 m^3/c

БИБЛИОГРАФИЧЕСКИЙ СПИСОК

1. Першуков, В.А. Замыкание ЯТЦ /В.А. Першуков// Безопасность ядерных технологий и окружающей среды. – 2012. - №1. – с.10.
2. Сипайлов, Г.А. Тепловые, гидравлические и аэродинамические расчеты в электрических машинах: учебник для вузов/ Г.А. Сипайлов, Д.И. Санников, В.А. Жадан. - Москва: Высш. шк., 1989. – 239 с.
3. Борисенко, А.И. Аэродинамика и теплопередача в электрических машинах/ А.И. Борисенко, В.Г. Данько, А.И. Яковлев. – Москва.: Энергия., 1974. – 560 с.